

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ И ДОВОДКИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ГТД-110

Исаков Б.В., Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н.  
Государственное предприятие «Научно-производственный  
комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев

Двигатель ГТД-110 номинальной мощностью 110МВт, однокаскадный, предназначен для работы в составе комбинированной парогазовой или чисто газотурбинной (пиковой) энергетической установки.

В системе охлаждения двигателя предусмотрено воздушное охлаждение сопловых лопаток 1-й, 2-й и 3-й ступеней, рабочих лопаток 1-й и 2-й ступеней, ротора и статора турбины, а также дисков последних ступеней компрессора.

Кроме отборов воздуха из-за компрессора в системе охлаждения предусмотрены отборы воздуха из-за промежуточных ступеней компрессора. Воздух, отбираемый из-за 7-й ступени по каналам в роторе, используется для охлаждения дисков последних ступеней компрессора, навесных дисков между компрессором и турбиной, а также дисков 3-й и 4-й ступеней турбины. Воздух, отбираемый из-за 8-й ступени компрессора по системе наружных труб, подается на охлаждение сопловых лопаток 3-й ступени и корпусов турбины 3-й и 4-й ступеней. Воздух, отбираемый из-за 10-й ступени по системе каналов в роторе, используется для охлаждения рабочих лопаток и диска 2-й ступени турбины.

Важной особенностью системы охлаждения является применение воздухоохладителя (в дальнейшем – охладителя), в котором температура воздуха из-за компрессора, подаваемого на охлаждение рабочих лопаток и диска 1-й ступени, а также сопловых лопаток 2-й и корпусных деталей 1-й и 2-й ступеней, снижается с 399°C до 150°C. В качестве хладагента может использоваться вода парового контура, что сводит к минимуму снижение экономичности двигателя из-за отвода тепла из цикла. Воздух после охладителя на охлаждение рабочих лопаток и дисков 1-й ступени подводится по наружным трубам через трубы в опорном венце турбины, и центральной трубе ротора турбины.

Использование воздуха, отбираемого из-за промежуточных ступеней компрессора, а также воздуха после охладителя позволяет обеспечить требуемую глубину охлаждения всех деталей и узлов при минимальных расходах охлаждающего воздуха.

Сопловые лопатки 1-й ступени дефлекторного типа с конвективно-пленочным охлаждением. Все отверстия пленочного охлаждения выполнены в районе входной кромки. Задняя часть внутренней полости лопатки выполнена в виде двух участков вихревой матрицы. На охлаждение профильных частей этих лопаток расходуется 2,55% воздуха от расхода на входе в компрессор, из которых на пленочное охлаждение подается всего 0,63% воздуха.

Рабочая лопатка 1-й ступени имеет конвективное охлаждение с петлевой схемой течения охлаждающего воздуха. Пленочное охлаждение в этой лопатке не применяется, поскольку требуемая глубина охлаждения достигается за счет применения воздуха после охладителя.

Для интенсификации теплообмена в петлевых каналах имеются ребра – турбулизаторы квадратного сечения. Оребрение внутренней полости вблизи выходной кромки состоит из двух участков вихревой матрицы, различающихся углом скрещивания и размерам ребер. Выпуск охлаждающего воздуха производится в щель в выходной кромке, в которой также выполнены ребра-турбулизаторы.

Следует подчеркнуть, что схема течения охлаждающего воздуха и геометрия оребрения внутренней полости лопатки оптимизированы в плане достижения минимальных температурных градиентов в стенках профиля и ребрах. На охлаждение профильных частей РЛ 1-й ступени используется 1,58% от физического расхода воздуха на входе в компрессор.

Сопловые лопатки 2-й ступени имеют конвективную систему охлаждения. Конструктивно эта лопатка выполняется с укороченным дефлектором в районе входной кромки и вихревой матрицей в средней и хвостовой части внутренней полости лопатки. Вихревая матрица состоит из четырех участков, различающихся углом скрещивания и размерам ребер. На охлаждение профильных частей этих лопаток расходуется 1,23% воздуха от расхода на входе в компрессор.

Рабочие лопатки 2-й ступени конструктивно аналогичны 1-й ступени. Для их охлаждения используется около 0,8% воздуха от расхода на входе в компрессор.

Сопловые лопатки 3-й ступени также имеют конвективную систему охлаждения. С целью упрощения конструкции дефлектор в районе входной кромки изготавливается из стандартной трубки. Остальная часть внутренней полости лопатки – вихревая матрица, состоящая из трех участков. На охлаждение профильных частей этих лопаток расходуется 0,45% воздуха от расхода на входе в компрессор.

Для проверки работоспособности системы охлаждения двигателя в период с 1998 по 2000 года на испытательном стенде в г. Николаеве были

произведены термометрирования полостей ротора неподвижными термодатчиками и датчиками давления, а также корпусов турбины на двигателе ГТД-110№1

На рис. 1 представлены некоторые результаты этих испытаний, приведенные на режим номинальной мощности при температуре воздуха на входе 15°C. Для сравнения также приведены проектные температуры в соответствующих точках. Как видно из рисунка, измеренные температуры, в основном, не превышают проектные, однако в некоторых полостях ротора измеренные температуры воздуха несколько превысили расчетные значения.

Представляют интерес также результаты измерений температур ротора турбокомпрессора с помощью термоиндикаторов «Tempilaq», которые представлены на рис. 2. Для облегчения анализа результатов измерений в полостях при этом измерялись температуры воздуха с помощью неподвижных термопар.

Измеренные с помощью термоиндикаторов температуры основных деталей и узлов, в целом, близки к соответствующим проектным значениям.

Вместе с тем, температура барабана диска седьмой ступени компрессора составила более 260°C, что выше соответствующей температуры воздуха минимум на 20°C. Вероятнее всего, это обусловлено некоторым разогревом ротора при касаниях гребешков лабиринтного уплотнения. Несколько выше проектных оказались температуры барабанной части ротора компрессора за последней ступенью. Так, перед двойным лабиринтным уплотнением фактическая температура барабана находится в диапазоне 399...427°C вместо проектного значения 387°C. Аналогичная картина имеет место и за лабиринтным уплотнением. Повышенные по сравнению с проектными температуры имеют место и на барабанном участке ротора перед диском первой ступени турбины. Вблизи навесного диска фактические температуры лежат в диапазоне 371...399°C, вместо 358°C, вблизи диска турбины – 399...427°C вместо 363°C. Это может быть объяснено повышенными, по сравнению с расчетными, температурами воздуха в полостях ротора перед и за двойным лабиринтом между компрессором и турбиной, что в свою очередь обусловлено повышенными вентиляционными потерями в этих полостях.

Следует также отметить, что на достигнутом в процессе испытаний максимальном режиме температура воздуха за компрессором была ниже проектной на 9°C, поэтому на номинальном проектном режиме на барабанной части ротора между компрессором и турбиной фактические температуры роторных деталей будут выше измеренных примерно на 10°C.





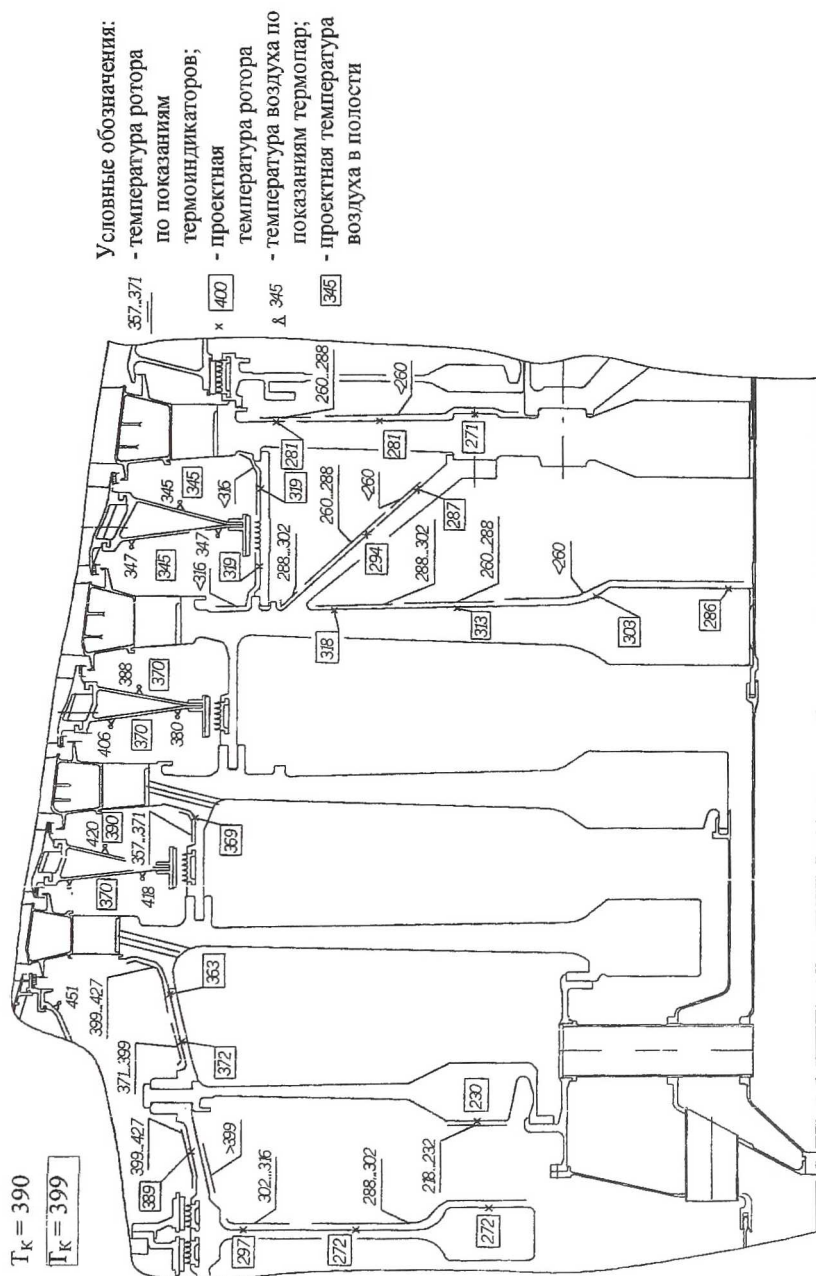
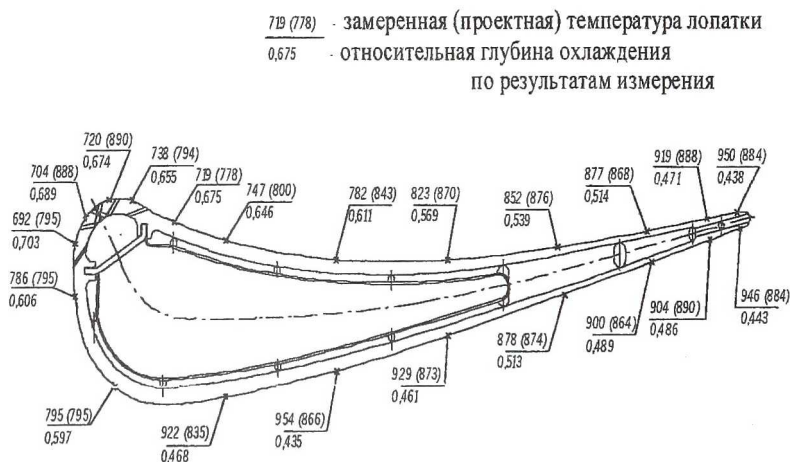


Рис. 2. Результаты термометрирования ротора двигателя термоиндикаторами

Выполненные по результатам измерений прочностные расчеты показали, что фактические температуры деталей ротора не превышают соответствующие допустимые значения, определенные из условия обеспечения допустимых запасов прочности на проектный ресурс.

Эффективность охлаждения сопловых и рабочих лопаток проверялась в процессе тепловых испытаний на высокотемпературном испытательном стенде в научно-исследовательском отделении ЦНИОКР «Машпроект». На конец 2002 года были завершены тепловые испытания сопловых лопаток первой и второй ступеней и рабочих лопаток первой ступени.

На рис. 3, 4 представлены результаты измерений температур сопловых и рабочих лопаток первой ступени, приведенные на режим номинальной мощности с учетом проектной неравномерности температуры газа за камерой сгорания. Для сравнения в скобках приведены расчетные температуры, для тех же условий.



$$t_{\Gamma} = 1380^{\circ}\text{C}, t_{\text{B}} = 405^{\circ}\text{C}, \bar{G} = 2.55\%$$

Рис. 3. Температурное состояние сопловой лопатки 1-й ступени в среднем сечении на режиме номинальной мощности

Кроме этого, на рисунке приведены данные по относительной глубине охлаждения  $\theta$ , определенной по измеренным в процессе тепловых испытаний температурам как

$$\theta = \frac{T_{\Gamma} - T_{\text{Л}}}{T_{\Gamma} - T_{\text{В}}},$$

где  $T_{\Gamma}$  – температура газа;

$T_{\text{л}}$  – температура лопатки;

$T_{\text{в}}$  – температура охлаждающего воздуха.

Как видно из рис. 3, максимальная глубина охлаждения сопловой лопатки имеет место вблизи входной кромки, минимальная – вблизи выходной. Повышенные, по сравнению с проектными, температуры в некоторых точках со стороны спинки обусловлены неприлеганием дефлектора, повышенные температуры металла на выходной кромке обусловлены прежде всего отклонениями фактической геометрии от чертежной. Среднеповерхностная температура этих лопаток на номинальном режиме по результатам измерений составила  $848^{\circ}\text{C}$  при проектной  $852^{\circ}\text{C}$ .

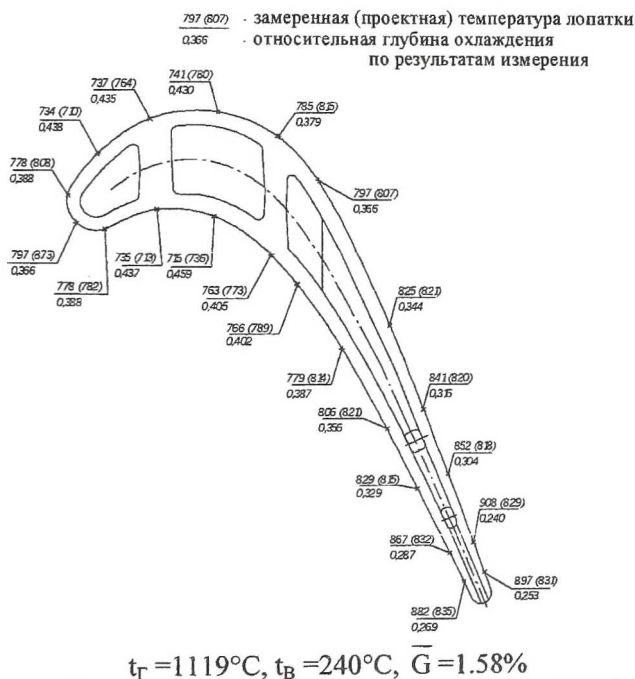


Рис. 4. Температурное состояние рабочей лопатки 1-й ступени в среднем сечении на режиме номинальной мощности

Из рис. 4 также видно, что температуры металла рабочей лопатки первой ступени в целом совпадают с проектными. Повышенные по сравнению с проектом, температуры имеют место только на выходной кромке в зоне сжимающих напряжений. Среднеповерхностная температура этих лопаток по результатам измерений совпала с проектной, и составила  $805^{\circ}\text{C}$ .

Прочностные расчеты, выполненные с учетом экспериментального

распределения температур в охлаждаемых лопатках показали, что, несмотря на имеющиеся отклонения температурного состояния от проектного, спроектированные лопатки обладают достаточными запасами прочности, определенными из условия обеспечения заданного ресурса.

Как следует из изложенного, спроектированная система охлаждения, в целом, работоспособна. В настоящее время в ЦНИОКР «Машпроект» планируется проведение цикла испытаний по более подробному изучению температурного состояния деталей и узлов двигателя. Предполагается также проведение опытных работ по повышению глубины охлаждения лопаточных аппаратов.

## **ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДОВОДКИ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД**

Ивах А.Ф., Суворов С.Г.

ФГУП «Научно-производственное предприятие «Мотор», г. Уфа

Сокращение числа ступеней компрессора является одной из ведущих тенденций в двигателестроении, так как существенно снижает трудоёмкость и себестоимость изготовления двигателя. Малоступенчатая схема упрощает проблему согласования ступеней и дает возможность проводить более экономичную доводку на базе испытаний моделей. Широкохордные ступени с высокой окружной скоростью имеют удовлетворительную устойчивость к возбуждению автоколебаний по наиболее опасным низкочастотным формам, малочувствительны к возмущениям потока на входе, устойчивы к попаданию посторонних предметов.

Необходимость создания малоступенчатого вентилятора обусловила резкое увеличение окружной скорости рабочих лопаток: от 400...470 м/с – у вентиляторов предыдущего поколения – до 577 м/с. Ступень проектировалась на следующие расчетные параметры:

$$\pi^*_{ст} = 2,36; \eta^*_{ад ст} = 0,84; \lambda_{1a} = 0,632.$$

Сравнительно высокий коэффициент теоретического напора ступени  $\bar{H}_T = 0,27$  в сочетании с умеренным коэффициентом расхода  $\bar{C}_{1a} = 0,338$  дают относительно высокое значение отношения  $\bar{H}_T / \bar{C}_{1a} = 0,9$ , которое присуще классу высоконапорных ступеней. По сравнению с вентиляторами предыдущего поколения (РД-33, АЛ-31Ф) удельная работа, производимая одной ступенью, увеличена в ~2,6 раза, количество лопаток на вентиляторе в целом снижено в 2 раза. Но приблизительно на 12...16% выросла масса вентилятора (приведенная к одному расходу и  $\pi^*_в$ ). Тем не менее, широкохордные высокоскоростные ком-